

**SCROLL FLUID MACHINERY**

Patent Number: JP11257259  
Publication date: 1999-09-21  
Inventor(s): MACHIDA SHIGERU;; SHIIKI KAZUAKI;; KAWANO ISAMU  
Applicant(s): HITACHI LTD  
Requested Patent: ☐ JP11257259  
Application Number: JP19980057701 19980310  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F04C18/02; F01C1/02  
EC Classification:  
Equivalents:

**Abstract**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To previously prevent lap contact by the thermal deformation of a scroll member caused by compression heat when a compressor is operated, by thinning the thickness of a scroll lap arranged in the vicinity of the intake opening of a fixed scroll.

**SOLUTION:** As seen in a P part, a part where intake gas is directly brought into contact with is in a position shifted from the lap winding end of a rotary scroll, therefore basic curve is applied to outside curve 2b0 as it is and curve concaved outward by  $\delta$  is applied to inside curve 2bi. Namely, the inside curve 2bi becomes a surface opposed to the outside curve of the rotary scroll lap existing on an inner side than the inside curve 2bi. A part of the lap is thinned so as to reduce thickness, thereby contact of mutual lap side surfaces can be prevented. At this time, decrement of lap thickness is set to an amount corresponding to a change quantity taking into consideration difference in intake temperature produced through a year by this scroll fluid machinery.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-257259

(43) 公開日 平成11年(1999) 9月21日

(51) Int.Cl.<sup>5</sup>

F 0 4 C 18/02

識別記号

3 1 1

F I

F 0 4 C 18/02

3 1 1 U

3 1 1 Y

F 0 1 C 1/02

F 0 1 C 1/02

A

審査請求 未請求 請求項の数9 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号

特願平10-57701

(22) 出願日

平成10年(1998) 3月10日

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 町田 茂

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日

立製作所機械研究所内

(72) 発明者 椎木 和明

静岡県清水市村松390番地 株式会社日立

製作所空調システム事業部内

(72) 発明者 川野 勇

静岡県清水市村松390番地 株式会社日立

製作所空調システム事業部内

(74) 代理人 弁理士 小川 勝男

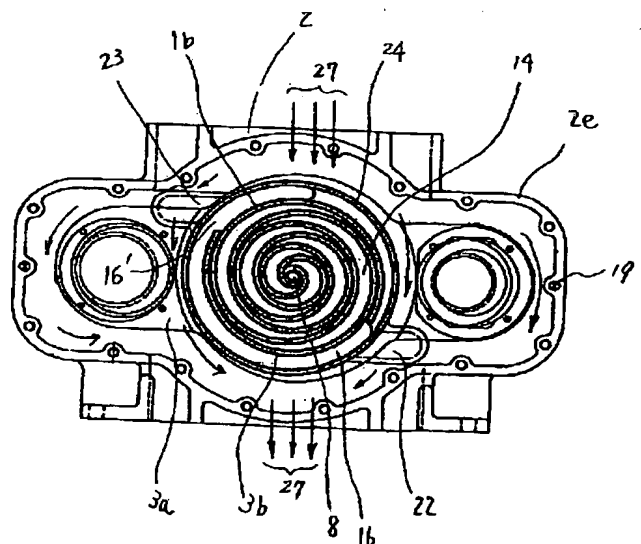
(54) 【発明の名称】 スクロール流体機械

(57) 【要約】

【課題】 圧縮機が運転される状態で、両スクロールラップの部分的熱膨張差を回避してラップ側面での接触を防止するスクロール形流体機械を提供する。年間を通じて異なる吸入温度差による熱膨張差を考慮して適正化すること。

【解決手段】 年間を通じて発生し得る吸入温度差（熱膨張差）を考慮して部分的にラップ厚さを薄肉化して、ラップ側面の非接触化を図ることでオイルフリースクロールとすることができる。

図3



**【特許請求の範囲】**

【請求項1】渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記固定スクロールの吸入口近傍に配設されたスクロールラップの厚さを薄くしたスクロール流体機械。

【請求項2】渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記スクロールラップの少なくとも巻き始め部分と巻き終わり部分もしくは吸入ポートに隣接する部分を除く他のスクロールラップ部分の厚さをほぼ等しくし、スクロール流体機械を組み立てた時、少なくとも前記巻き終わり部分もしくは前記吸入ポートに隣接する部分で前記旋回スクロールと前記固定スクロールの噛み合いで生じる両スクロールラップ間の最小ラジアル隙間を他の部分の最小ラジアル隙間よりも大きくしたスクロール流体機械。

【請求項3】渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記スクロールラップの少なくとも巻き始め部分を除く他のスクロールラップ部分を渦巻きに沿ってラップ厚さが一定で厚い部分とラップ厚さが一定で薄い部分が存在するように形成し、ラップ厚さが一定で厚い部分をラップ厚さがより薄い部分に対して渦巻きに沿った長さを長くしたスクロール流体機械。

【請求項4】請求項1、請求項2または請求項3において、前記旋回、固定両スクロール部材は、アルミニウム合金もしくは同程度の熱膨張係数を有する金属材料で構成されたものであるスクロール流体機械。

【請求項5】請求項1、請求項2または請求項3において、前記旋回スクロールもしくは前記固定スクロールのラップを部分的に薄肉化する場合には、スクロールラップの外周部から見て巻き終わり部分から一巻き分ほど内側の点までの範囲で実施するようにしたスクロール流体機械。

【請求項6】渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた

吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記固定スクロールのラップを部分的に薄肉化する場合には、スクロールラップの内壁面を他の部分に比較して外側に微量ずらしてすようにし、スクロール流体機械を組み立てた時、前記薄肉部で旋回スクロールと固定スクロールの噛み合いで生じる両スクロールラップ間のシールポイントにおける最小ラジアル隙間を他の部分の最小ラジアル隙間よりも大きくするように前記固定スクロールのラップを部分的に薄肉化するようにしたスクロール流体機械。

【請求項7】渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記スクロールラップの外壁面を他の部分に比較して内側に微量ずらすようにして、スクロール流体機械を組み立てた時、前記薄肉部で旋回スクロールと固定スクロールの噛み合いで生じる両スクロールラップ間のシールポイントにおける最小ラジアル隙間を他の部分の最小ラジアル隙間よりも大きくするように前記旋回スクロールのラップを部分的に薄肉化するようにしたスクロール流体機械。

【請求項8】渦巻き状ラップ面を互いに向かい合わせて平行に配置した一対の固定スクロールと、これら両固定スクロールの間に配置され、鏡板の両面に有する渦巻き状のスクロールラップがそれぞれ前記固定スクロールのラップに噛み合うように配置した旋回スクロールとを備えたスクロール流体機械において、複数個配置された吸入口近傍のスクロールラップに対してこのラップの厚さを薄くしたスクロール流体機械。

【請求項9】渦巻き状ラップ面を互いに向かい合わせて平行に配置した一対の固定スクロールと、これら両固定スクロールの間に配置され、鏡板の両面に有する渦巻き状のスクロールラップがそれぞれ前記固定スクロールのラップに噛み合うように配置した旋回スクロールとを備えたスクロール流体機械において、前記固定スクロール兼ケーシング及び前記旋回スクロールで形成される空間内に外気を流し、固定スクロールに複数個配置した吸入口近傍のスクロールラップに対して、このラップの厚さを薄く構成したことを特徴とするスクロール流体機械。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

【発明の属する技術分野】本発明は、圧縮作動室の容積を減じながら気体を圧縮する旋回運動形容積式圧縮機であって、特に渦巻状に構成された旋回スクロール、および固定スクロール部材によって三日月状の圧縮室が形成され、該三日月状の圧縮室が旋回スクロールの旋回運動によって容積を減じながら気体を圧縮するスクロール流

体機械に関する。

#### 【0002】

【従来の技術】スクロール圧縮機は従来から知られているように、基本的な動作原理を説明すると、この圧縮機は鏡板にインボリュート曲線などの連続した曲線で渦巻き状に形成されたラップを直立して設けた旋回、固定両スクロール部材を互いに噛み合わせて、一方のスクロール部材を他方のスクロール部材に対して自転しないように拘束しながら相対的に旋回運動させ、スクロール部材の外周部から中央部に向かって気体を圧縮させるものである。この種のスクロール圧縮機の一例として特開平8-128395号公報にはオイルフリー式の空気圧縮機の実施例が示されており、他方、特開平8-86293号公報に空調機用スクロール圧縮機の実施例が示されている。この種のスクロール圧縮機における一般的なスクロールラップ形状は、旋回ならびに固定スクロール共巻き始めから巻き終わりまでほぼ等しい厚さで渦巻き状に構成されている。ただし、中央部のほんの僅かな巻き始め部分では各種設計上の都合により先端が鋭角状に尖ったり、反対に円弧にして球根形状にすることがある。また、巻き終わり部分も特に固定スクロールでは本体部の壁面部とラップが連続させるように設計されることもある。従って、公知のスクロールでは上記したようにほんの僅かな巻き始め部と巻き終わり部分を除く他の部分では、そのスクロールラップの厚さは実際上等しくなるように設計される。

【0003】そして、三日月状の圧縮室は渦巻き角度にして360度で一つの圧縮室を形成しているので中心部におけるスクロールラップ先端と対峙するスクロールの鏡板との間のシール長さは短く、他方外周部におけるシール長さは長くなっている。従って、シール長さからだけで漏れ量を比較すると中心部の方が漏れにくく、外周部ほど漏れやすい特徴を備えている。

【0004】また、上記の圧縮原理から一般的に、渦巻きの中心部の圧力が高く、外周部が圧力の低い吸入圧力になっている。この結果、中央部では圧力による変形が大きくなりがちである。また一方では、圧縮効率を高く維持するためにスクロールラップ側面にある複数のシールポイントにおけるラップ間の隙間はそれぞれ非常に小さく保たれているので、中央部では圧縮動作に伴って発生する変形によって旋回スクロールや固定スクロールの両スクロールのラップ側面部で互いに接触する可能性がある。

【0005】特開昭60-252102号公報に記載されている公知技術によれば、上記技術の対応策等が示されている。この公知技術は、旋回及び固定スクロールのラップの厚さを渦巻きのラップの巻き角度に応じて連続的に変化できるようにしたことにあり、その実施例としてスクロールの中央部にあるスクロールラップの厚さを厚くしたり、外周部のスクロールラップのみを厚く構成

して、それぞれ用途に応じて最適な性能を発揮できるスクロール流体機械を提供するものがある。

#### 【0006】

【発明が解決しようとする課題】先に示した公知技術は、中央部にあるスクロールラップの厚さを厚くすればスクロール中央部では圧縮されたガス力によるスクロールラップの変形が阻止され、外周部のスクロールラップの厚さを厚くすればシール性能が向上すると記載されている。

【0007】ところで、上記従来技術にあるスクロール流体機械を、オイルフリー空気圧縮機として用いた場合、スクロールラップ間の隙間を適正に管理した場合でも、この隙間が小さくなり、極端な場合にはスクロールラップ同士が接触してしまうという問題があった。

【0008】また、このスクロール流体機械を冷凍・空調用冷媒圧縮機として用いた場合、上記同様スクロールラップ間の隙間を適正に管理しても、運転条件によっては、スクロールラップ同士が接触してしまうという問題があった。

【0009】一方で、スクロールラップ間の隙間を、ラップ同士が接触しないような値に設定すると、スクロール流体機械としての性能が低下するという問題がある。

【0010】本発明の目的は、スクロールラップ同士が接触することを抑制しつつ、スクロール流体機械としての性能を極力維持したスクロール流体機械を提供することにある。

#### 【0011】

【課題を解決するための手段】上記目的は、渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記固定スクロールの吸入口近傍に配設されたスクロールラップの厚さを薄くすることにより達成される。

【0012】また、上記目的は、渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記スクロールラップの少なくとも巻き始め部分と巻き終わり部分もしくは吸入ポートに隣接する部分を除く他のスクロールラップ部分の厚さをほぼ等しくし、スクロール流体機械を組み立てた時、少なくとも前記巻き終わり部分もしくは前記吸入ポートに隣接する部分で前記旋回スクロールと前記固定スクロールの噛み合いで生じる両スクロールラップ間の最小ラジアル隙間を他の部分の最小ラジアル隙間よりも大きくすることに

より達成される。

【0013】さらに、上記目的は、渦巻き状のラップを有する旋回スクロールと、この旋回スクロールのラップが組み合わせられることにより圧縮作動室が形成される固定スクロールと、前記スクロールラップの外周部の前記固定スクロール側に設けた吸入口と、前記固定スクロールの中央部に設けた吐出口とを備えたスクロール流体機械において、前記スクロールラップの少なくとも巻き始め部分を除く他のスクロールラップ部分を渦巻きに沿ってラップ厚さが一定で厚い部分とラップ厚さが一定で薄い部分が存在するように形成し、ラップ厚さが一定で厚い部分をラップ厚さがより薄い部分に対して渦巻きに沿った長さを長くすることにより達成される。

【0014】

【発明の実施の形態】本発明の一実施例における圧縮機の基本構成についてを図1から図3に従って説明をする。図1は、旋回スクロールの鏡板外周部に複数のクランク軸を配設して旋回スクロールに旋回運動をもたらし形式の外周駆動型圧縮機の全体構造を表す縦断面図である。図2は、図1の圧縮機の側面を示す外観図である。図3は図1のA-A断面矢視図でラップ同士のかみ合い状態を示す断面図で旋回スクロールと固定スクロールのラップによって圧縮作動室が形成される様子等を表したものである。

【0015】図1において外周駆動型スクロール圧縮機は、渦巻き状に形成されたスクロールラップ1bを有する固定スクロール1と同じように形成されたスクロールラップ2bを有する固定スクロール2が平行に配置されており、その間に鏡板3aの両側に同じく渦巻き状に形成されたスクロールラップ3b、3cを有する旋回スクロール3がそれぞれの固定スクロールに噛み合って旋回スクロール3の鏡板3aの両側に圧縮作動室14と15を形成している。これらの圧縮作動室は、図3に示すように両スクロールラップによって三日月状に形成される。スクロール圧縮機ではこのような三日月状の圧縮作動室が中心軸に対して対称に一对の部屋がほぼ同じ体積で構成される。この圧縮作動室は、外周部から中心に向かって順次その体積が小さくなるように構成されていると共に、旋回スクロール3の旋回運動に伴って圧縮作動室が連続的に中心部に移動するようになっている。

【0016】また、図1に示すように固定スクロール1及び固定スクロール2、そして旋回スクロール3のそれぞれのラップ先端部にはカーボン等の無機系材料や4フッ化エチレン樹脂やポリイミド樹脂を主成分とする複合材料で形成されたチップシール1c、2c、3d、3eがそれぞれ渦巻きに沿って設けられており、図3に示すように平面図で示した場合、図1に示したチップシール1cはラップ先端面に配置されているわけであるが、この状態では渦巻きに沿って熱による樹脂の伸びを考慮して複数個に分割して設けられている。このチップシール

は、機能・性能上に特に問題が無ければ分割しなくてもよいが、分割することにより、チップシールの成形性、組立性さらには、シール性能、信頼性の向上を図ることが出来る。また、旋回スクロールのラップ先端に設けられたチップシール3d、3eは、固定スクロールの鏡板1a、2aにそれぞれ当接する。

【0017】さらに、図1に示すように旋回スクロール鏡板3aには上下の圧縮作動室14と15とが該鏡板3aのほぼ中央部で連通するように流路8が設けられている。一方、図3に示したように固定スクロール1のスクロール部の外周部に連通するように複数個の吸入ポート22、23が設けられている。この吸入ポート22、23は図2に示したように固定スクロール2の外側でそれぞれ吸入配管（図示せず）が接続されるようにフランジ構造を備えている。図3に戻り、各吸入ポート22、23から流入する吸込み気体は外気と独立された状態で吸い込み室16、16'内に流入する。固定スクロールラップ1bの外周部には外気と吸入室16が連通状態になることを防止するためにダストラップ24が設けてある。このダストラップは環状に形成されており、図1に示すようにダストラップ24の先端面にはラップ先端部のチップシールのように構成されたダストシール24aがダストラップ24の先端面の凹部溝内に勘合して設けられていて、旋回スクロールの鏡板面と接触しながらシール機能を備えている。反対側に配置されている固定スクロール2にも同様にダストラップ25とダストシール25aが設けられていて、外気と吸入室が連通状態になることを防止している。

【0018】図1に示すように旋回スクロール3の鏡板外周部には偏心部を有する駆動軸4が設けられ、これと同じ偏心量の偏心部を有する補助駆動軸5とが配置され、旋回スクロール3はそれらの駆動軸の偏心部分で軸受11a及び11bを介して回転可能に係合している。この係合部では旋回スクロール3と固定スクロール1あるいは2との熱膨張差を吸収して補助駆動軸5等に過大な負荷が作用するのを防止するため補助駆動軸5に弾性支持部13が設けられている。この弾性部材13は転がり軸受11bの外周部に配設されるもので環状の樹脂やゴムさらにはエンジニアリングプラスチックそして金属製ばねなどで構成され、駆動軸4と補助駆動軸5とを結んだ線方向の応力を吸収するものである。いずれにしても、旋回スクロール3は複数のクランク軸で回転可能に支持されており、駆動軸11aが回転することによって旋回スクロール3は自転を阻止されて、偏心軸の偏心量を半径とする旋回運動がもたらされる。

【0019】固定スクロールは一对で配置しているが、外側形状はほぼ同じであるためここでは片側の構成についてのみ説明する。固定スクロール1はそのほぼ中央部に吐出口9が設けられ、固定スクロール1の吐出口9付近の外表面には放熱フィン1dが設けられてい

る。放熱フィン1dでの熱交換量を大きく取るために、そのフィン1d回りはカバー6aによって冷却風の流路を形成している。図2に示したように放熱フィン2dは直線状に形成されているが、必要であれば放熱量に対応して複数個に分断したり、波形形状もしくは略「く」の字型にしたりすることも出来る。

【0020】また一方では、図1に示したように旋回スクロール3の鏡板面には旋回スクロール3を空冷するための冷却孔26が旋回スクロール3の鏡板3a間に複数個設けられている。さらに、図3に示したように圧縮機の内部にも冷却用の空気が流れるようになっており、図中に矢印27で流れの方向を示している。冷却空気27は図3の上部から流入し固定スクロールの内部を流れるが、ダストラップ24によって圧縮室内14や吸込み室16から隔絶されている。したがって、この冷却空気27は駆動軸の周りや軸受そして、旋回スクロールの外周部、固定ダストラップを好適に冷却することができる。

【0021】図3に示したように固定スクロール2の外周部にはフランジ部2eがあり、固定スクロール1の外周部にもフランジ部1e（図1を参照の如く）が配置されている。そして、互いの固定スクロール1と2がこのフランジ部1e、2eにおいてボルト等によって結合されている。結合の際、両固定スクロールの相対位置を合わせる位置決め手段19によって、両固定スクロール1、2同士ならびに旋回スクロール3との位置関係が適正に保たれて組み立てられ、圧縮動作に好適な圧縮作動室14や15が形成されると同時に、旋回スクロール3がスムーズに旋回運動できるようになっている。

【0022】図1で駆動軸4は、その一部分を固定スクロール2にリング状の押さえ板41によって固定された転がり軸受10aによって軸方向に固定された状態で軸支されており、駆動軸4の先端部は他方の固定スクロール1に固定された軸受12aに回転可能に係合されている。また、軸受12aを固定スクロール1に固定するため押さえ板42が設けられている。なお、図面では押さえ板42をリング状に構成して示しているが、袋状に構成してもよい。さらに、駆動軸4には、旋回スクロール3の旋回運動に伴う不釣り合いを相殺するためにバランスウエイト17aと17bが固定配置されている。他方、駆動軸4とは対称の反対側に位置している補助駆動軸5も同様に固定スクロール2にリング状の押さえ板43によって固定された転がり軸受10bによって軸方向に固定された状態で軸支されており、補助駆動軸5の先端部は他方の固定スクロール1に固定された軸受12bに回転可能に係合されている。また、軸受12bを固定スクロール1に固定するため押さえ板44が設けられている。さらに、補助駆動軸5にも、旋回スクロール3の旋回運動に伴う不釣り合いを相殺するためにバランスウエイト18aと18bが固定配置されている。

【0023】駆動軸4にはプーリ21が相对滑りを防止

するためのキー手段を介して設けてあり、他に設置した動力源から回転動力が供給されるようになっている。さらに、駆動軸4と補助駆動軸5とはタイミングベルト7によって回転の同期性を保つように、それぞれの軸に設けた歯付きプーリ20a、20bなどを介して連結されている。

【0024】前記したように固定スクロール1と2それぞれに、旋回スクロール3はそれぞれアルミニウム合金等に代表されるように軽くて、熱伝導性の良い材料で構成されている。さらに、無潤滑式圧縮機を提供するためには特にシリコンが多めに含有されたアルミニウム合金を適用することが望ましい。さらには、ラップ接触時の潤滑性を向上、あるいは接触時の焼き付きなどに対して信頼性の高い無潤滑式圧縮機を提供するため、スクロールラップの側面や底面などほぼ全面的にアルミニウム合金に適合する陽極酸化皮膜処理等の表面処理を施すこともできる。

【0025】図4（1）は、固定スクロール2に本発明を適用した一実施例を示す平面図である。スクロールラップ2bは渦巻き状に形成されており、ラップの厚さは一部分を除いてほとんど等しく形成されている。また図4（2）ならびに、図4（3）はラップの拡大図である。インボリュート曲線によって渦巻き状に形成されているスクロールラップ2bは、P部、Q部そしてR部を除く他の部分は設計上は等しいラップ厚さとなっている。しかし、巻き始めの中央R部は、これに噛み合う旋回スクロールのスクロールラップが旋回運動するのに差し支えないように巻き始めの内側の側面形状は円弧に形成されているため、本発明に係わりなくラップ厚さが大きく変化し、楔状に形成されている。

【0026】吸入口22に対向するラップは図3に示すように旋回スクロールのラップであり、吸入口23に対向するラップは固定スクロールのラップである。従って、固定スクロール側で吸入気体の温度の影響を受けるラップの部位は図4に示すようにP部とQ部である。固定スクロール側のP部においては吸入口23から入ってくる吸入気体によってラップの外側を直接冷却されるためラップ自身が局部的に低温に保たれている。一方、それより内側に存在するスクロールラップは、圧縮熱によりラップ自身が高温に保たれている。このように高温になると、スクロールは全体的に半径が大きくなる方向に膨張する。この変形量は、旋回スクロールは固定スクロール内部に設けられており、固定スクロールは前述した外周部の冷却により旋回スクロールよりも昇温しにくいこと、及び前記した如く固定スクロールは吸入気体により冷却されることから、固定スクロールに比べ旋回スクロールが大きくなる。このため、基本曲線のみで構成され一定の厚さを有するスクロールラップでは、P部やQ部付近において旋回スクロールの外側曲線が固定内側曲線に接触する可能性が高い。このラップ同士が接触

すると、異音の発生や、スクロール部品の噛り付きや、最悪の場合に発生していたラップ破損に至り、信頼性が悪いという問題がある。

【0027】この接触を避けるために、固定スクロールのラップ間内接円よりも旋回スクロールの旋回円を小さく（旋回半径を小さくする）ことによって、両ラップの接触を防止することが可能である。例えば、一実施例として前述したオイルフリースクロール流体機械の固定スクロールラップの内接円の半径と旋回スクロールの旋回半径との差を $180\mu\text{m}$ とすると、両ラップ同士の接触を防止することができる。

【0028】しかし、この方法を採用して接触防止を図ろうとすると、前述のP部及びQ部以外のスクローラップからの漏れが増大、すなわち吐出ポート付近の作動室内の圧縮空気が低圧の作動室に漏れて一旦圧縮された空気が再び圧縮されることになって熱の発生が大きくなり、圧縮機としての全断熱効率が低下し、所望の性能を得ることができないと云う問題がある。

【0029】この相反する問題を解決するため、本実施例では、固定スクロールのラップの厚みを部分的に薄くするようにした。以下、説明する。P部やQ部を拡大したのが図4（2）（3）である。図4（2）では、図3のP部に見られるように吸入気体が直接接触するのは旋回スクロールのラップ巻き終わりから外れた位置（旋回スクロールラップが存在しない位置）にあるため、外側曲線 $2_{bo}$ は基本曲線をそのまま適用させ、内側曲線 $2_{bi}$ は外側に $\delta_{s1}$ だけへこんだ曲線を適用している。

【0030】すなわち、内側曲線 $2_{bi}$ はそれより内側に存在する旋回スクロールラップの外側曲線に相対する面になる。このようにラップの一部分を減肉して厚さを減少させることによってお互いのラップ側面同士の接触を防止できる。この時、ラップ厚さを減じる量は空気用圧縮機でも空調機用圧縮機のいずれでもスクロール流体機械が年間を通して発生する吸込み温度差を考慮しこれに応じた変形量に見合った量とすることで接触を好適に防止できる。すなわち、空気圧縮機では外気を吸入して高圧に圧縮するのが一般的であるが、この場合には外気が年間を通じて、あるいは使用地域によって、さらには昼夜によって大きく変動することが多い。例えば理科年表によれば国内の関東地区においても夏季と冬季における平均温度差は $20$ 度程度、最大温度差は $40$ 度程度の差が発生する。スクロールラップは部分的に吸入口から流入する外気が直接に衝突するため、衝突部分のラップは局部的に冷却される。

【0031】その結果、夏季と冬季ではスクロールラップの変形量に大きな差が発生することになる。特に冬季には吸気温度が非常に低くなるため、旋回スクロール3と固定スクロールのP部のラップ同士では大きな熱変形量の差が発生する。この熱変形と局所冷却によるラップ同士の接触を抑制するのであるが、前記したように、全

てのラップ間のクリアランスを拡げてしまうと圧縮機としての性能が低下してしまう。

【0032】そこで、 $180\mu\text{m}$ あったラップ間隙間を、 $60\mu\text{m}$ まで詰めて実験を行ったところ、P部及びQ部にて接触してしまうことが判明した。この接触部の範囲はスクロール中心から見て約 $50$ 度から $90$ 度の範囲であった。これではラップ間接触を防ぐことはできない。

【0033】この問題を解決するため、前記したようにP部及びQ部を減肉した。減肉量 $\delta_{s1}$ はラップ間隙間を $180\mu\text{m}$ としたとき接触しなく、 $60\mu\text{m}$ としたとき接触してしまったのであるからその差分の $120\mu\text{m}$ 位、およそ $0.1\text{mm}$ 程度とした。ラップ間隙間のデータを多くとっているわけではないので、非接触最小間隔によっては減肉量 $\delta_{s1}$ を $0.1\text{mm}$ 以下に設定することもできる。また、減肉部分の範囲は、接触範囲と同様、スクロール中心から見てその開き角度 $\theta_1$ を $90$ 度以内とする。この値もラップ間隙間因るのでその値によっては、 $50$ 度程度とすることもあり得る。

【0034】また、図4（3）はラップの巻き終わり部分を示したものであり、前記同様にラップ外側曲線 $2_{bo}$ は基本曲線を適用しているが、ラップ内側曲線 $2_{bi}$ は基本曲線に対して $\delta_{s2}$ 寸法だけへこんだ曲線を適用している。この部位は吸気口22によって冷却されるところであり巻き終わりから $\theta_2$ だけ内側に至る部分を減肉させている。この角度 $\theta$ はスクロール中心から見ておよそ $90$ 度以下で設定できる。またこの減肉量 $\delta_{s2}$ は上記したように年間を通じて発生し得る吸入温度差に応じて設定できる。これらの理由は、上記同様である。

【0035】このように、固定スクロール側に部分減肉したラップを構成・配設することによって他方の旋回スクロール3のラップは厚さが一定の基本インボリュート曲線で構成することができる。このように、少なくとも固定スクロールか旋回スクロールいずれか一方に本発明を適用すれば年間にわたりラップの接触を防止することができる。

【0036】次に、図1に示す圧縮機を対象に旋回スクロール側に本発明を適用した場合について図5に基づいて説明する。図5は、旋回スクロール3の平面図で図1のタイミングベルト側から見た形状を示すものである。旋回スクロール3の構成で追加説明する。旋回スクロール3は鏡板部3a、ラップ部3bそして、鏡板外周部の軸受取り付け部51、52からなっている。図5の向きは図示の都合上、図1の向きに対して $180$ 度回転させて示してあり、主軸受取り付け部が51で、副軸受取り付け部が52である。旋回スクロールの鏡板3aにはほぼ $180$ 度間隔で連通孔50が複数個設けられている。この連通孔50は、鏡板3aを挟んで形成されている二つの圧縮作動室14、15の圧力の均衡をできるだけ取るように設けられたものである。

【0037】以下旋回スクロール3における本発明の一実施例について説明する。スクロールラップ3bは厚さが一定な部分とそれより薄く構成された部分がある。渦巻きラップの中央部Dは固定スクロール2における説明と同様、内側曲線が始点から円弧で形成され、外側曲線がインボリュート曲線で形成されるため先端部は楔状の歯形になっている。

【0038】図5のA部、B部、C部について詳説する。これらの部位は図3から推察できるようにA部とC部がちょうど吸入口22、23に直面するラップ位置になる。またB部は吸入口23に関係する位置で固定スクロールと噛み合わせた時に、固定スクロールラップの内側すなわち、図4のP部に相対する位置関係にある旋回スクロール3のラップ部である。従って、これらA、B、C部は吸入空気温度の影響をより大きく受ける部位であり、冷却されることによって熱膨張量が少なくなる場所であるため、運転中に相手ラップとの接触を防止するため、各々ラップ厚さを他の部分より薄く形成している。図5(2)(3)(4)がこれらを拡大して示した図である。

【0039】図5(2)は、A部拡大図であり固定スクロールとの噛み合い上では終端部内側が最大密閉容積を形成する点になる。したがって、内側曲線3biは吸入気体によって積極的に冷却されることになる。この結果、内側曲線3biが、上記した固定スクロールの場合と同様、固定スクロールの外側曲線と接触する可能性が高くなるので、これを防止するため内側曲線3biを $\delta r1$ だけ削ることによって外側に移してラップ厚さを薄くしている。ラップ厚さを薄くする範囲 $\alpha1$ はスクロール中心角で90度以下に設定できる。これら理由は、第1の実施例と同様である。

【0040】図5(3)は、B部の拡大図である。この部分は先に説明したように、固定スクロールラップ2bの内側曲線に接触する部位であるため固定スクロール側の熱膨張量が小さくなるので運転中の接触を防止するため、外側曲線3boを $\delta r2$ だけ内側に移してラップ厚さを薄くしている。ここでもラップ厚さを薄くする範囲 $\alpha1$ はスクロール中心角で90度以下に設定できる。これら理由は、第1の実施例と同様である。

【0041】図5(4)は、C部拡大図である。この部分は、図3を参考にして知れるように固定スクロールラップの巻き終わり付近に対応する部分である。したがって、A部と同様に固定スクロールの巻き終わりと共にもう一方の最大密閉空間を形成する部分でもある。ここに対応する固定スクロールは、図3を参考に説明すると吸入口22に対応する部分であり、また、ダストラップも同時に形成する部分でもある。このため固定スクロールの側がダストラップの外周部を流れる空気によって常に冷却される場所でもあり、他方では吸入気体によっても冷却されるため、この部分の熱膨張量が小さくなって

しまう。しかしながら、旋回スクロール3のC部の内側は渦巻き内部からの圧縮熱等で温度が高く保たれているため熱膨張量も大きくなっている。そのような状態で熱膨張差による接触回避のため図10に示すようにラップ外線3boを内側に $\delta r3$ ほど移動させてラップ厚さを薄く設定している。

【0042】図5に示したラップ厚さ減肉量 $\delta r1$ 、 $\delta r2$ 、 $\delta r3$ は、その前の固定スクロール側で設定したのと同様に、該圧縮機を空気圧縮機として運転する場合には年間を通じて発生し得る気温の変化を考慮して少なくとも冬季と夏季の温度差に見合せて設定する。

【0043】さらに前述した実施例では、部分的ラップ厚さを減じる場合、年間の温度差に見合っていずれか一方に対して実施することを示したが、固定スクロールに対して実施した減肉量 $\delta s1$ 、 $\delta s2$ や旋回スクロールに対して実施した減肉量 $\delta r1$ 、 $\delta r2$ 、 $\delta r3$ を考慮してこれらの量の約半分づつを固定スクロール1、2側と旋回スクロール3に実施することもできる。この場合、双方のスクロールを削る必要があり作業工程が増えるという欠点がある。旋回、固定両スクロールを減肉する時のおのこの減肉量の和は、前記 $\delta ri$ もしくは、 $\delta si$  ( $i=1,2,3$ )に相当する量に設定する。

【0044】さらに上記した発明の一実施例であるラップ厚さを他の部分に比べて薄くする技術は、ラップ厚さを薄くする部分でラップの高さ方向全体に渡って行く。上記した実施例中、尚、減肉量を変えても良いし、 $\delta r1 = \delta r2 = \delta r3$ としても良い。

【0045】次に、図1から図5における圧縮機について動作を説明する。プーリ21に回転動力が伝達されると駆動軸4が回転し、さらに補助駆動軸5はタイミングベルト7によって駆動軸4と同期して回転する。すると、旋回スクロール3も同時に駆動軸4や補助駆動軸5の偏心量 $e$ を半径とする旋回運動がもたらされる。その結果、気体は吸入口22や23から吸入され吸入室16に入る。その後、気体はさらに旋回スクロール鏡板3aの上側の圧縮作動室14や旋回スクロール鏡板3aの下側の圧縮作動室15に流入し、渦巻きの中心に向かってそれぞれ所定の圧力まで圧縮される。圧縮作動室15で圧縮された気体は最終的に鏡板3aの中央部に設けられた吐出連通孔8を通して上側の圧縮作動室14の中心部の吐出空間に流入し、旋回スクロール鏡板上側の圧縮作動室14で圧縮された気体と合流し、固定スクロール1に設けられた吐出ポート9から機外へ流出する。

【0046】圧縮動作中、圧縮作動室14、15は連通孔3fにより鏡板上下の圧縮作動室内のガス圧力の均衡が保たれるため、圧縮ガスのスラスト力の総和がほぼ等しくなる。このため、旋回スクロールはいずれの固定スクロールに対しても強く押しつけられることはなく、ラップの先端面には大きなスラスト荷重は作用しない。従って、ラップ先端部での摺動損失を最小に維持するこ



とができる。さらには、圧縮作動室内14、15には潤滑油がほとんど無いため圧縮熱の発生が盛んになるが、この熱は固定スクロール外表面に設けた放熱フィンの回りをダクト構造として強制空冷することによって効果的に除去される。従って、旋回スクロールや固定スクロールは適当な温度に保たれる。

【0047】図1では、吐出ポートが固定スクロール1だけに設けられているものを示しているが、固定スクロール2の中央部に設けることができる（固定スクロール1の吐出ポート位置を反転した位置）。圧縮に伴って発生する熱は、両固定スクロール1、2の放熱フィン部と旋回スクロールの鏡板3a内部や旋回スクロールの外周部を強制空冷することによってスクロール部材の全体温度を低く保つことができる。さらに、スクロールラップの吸入口に近い部位を予め薄肉化しているため、スクロールラップの熱膨張が不均一になってもラップ側面での接触を好適に防止することができる。

【0048】次に、本発明を冷凍空調用の冷媒圧縮機に適用した例を図6及び図7に基づいて説明する。図6は冷凍・空調機用に利用される密閉形スクロール圧縮機の一例を示す断面図である。図7は、図6のM-M断面である。図6において旋回スクロール51と固定スクロール52そしてフレーム53で構成される圧縮機構部が駆動軸54を介して電動要素55に連結され、潤滑油56と共に密閉容器に収納されている。密閉容器50は外部配管に連通する吸入配管57と吐出配管58それに電動要素55に電力を供給するためのハーメチック端子を備えている。なお、吸入配管57の先端部には、圧縮された冷媒ガスの逆流を防止するための逆止弁63が装着されている。

【0049】電動要素55に電力が供給されると駆動軸54が回転し、旋回スクロール51が旋回運動する。この結果、冷媒ガスは外部配管から吸入配管57に流れ込んでくる。その後更に逆止弁63を通り、図7に示す吸入口64からスクロールラップで形成される圧縮作動室65内に取り込まれる。圧縮作動室65内に流入した冷媒ガスは、所定の圧力に昇圧されて図6に示す吐出ポート60から吐出室61内に吐出され、さらにモータ室62内に流入して潤滑油などを分離した後、高圧の圧力を保ったまま吐出配管58から外部配管に排出される（いわゆる密閉容器内を高圧にする高圧チャンバ）。

【0050】一方、駆動軸54の端部は給油管66が設けてあり、圧縮機運転中は駆動軸54の回転に伴うポンプ作用によって、密閉容器50内の潤滑油56が給油管66から駆動軸内に設けてある給油孔に導入され、各摺動部に供給されるようになっている。摺動面で潤滑に供された後は、差圧などによって、最終的にはスクロールラップの圧縮作動室65内に流れ込むことになり、吐出口60では冷媒ガスとこの潤滑油が混合した状態になっている。

【0051】空調機用スクロール圧縮機では前述した空気圧縮機と同様に、吸入ガスが圧縮作動室に直接流入するので、ラップ側面の熱変形量は冷たい吸入ガスの影響を大きく受ける。

【0052】簡単に説明する。空調機は年間を通して運転されるので冷房運転や暖房運転、あるいは除霜運転が行われ、温度条件も種々変化する。一般的には、外気温度が零度以下の低温状態で暖房運転する場合に吸入温度が非常に低く例えば-15℃程度になる場合も考えられる。反対に冷房運転では平均18℃程度であり、除霜運転時には、膨張弁を開いて室内ファンを動作させないので、短時間ではあるが35℃を超える吸入温度も考えられる。

【0053】従って、年間を通して考えられる圧縮機吸入温度の最大変動幅は約50degと非常に大きくなるので、旋回スクロールと固定スクロールが同じ材質で構成されていても吸入口付近での熱変形量差も大きくなると考えられる。ましてや、固定スクロールが鉄系金属で旋回スクロールがアルミニウム合金で構成されている場合にはより大きな熱変形量差となる恐れがある。

【0054】このように上記のような構成のスクロール圧縮機における旋回、固定両スクロールの熱膨張差は、シールポイントにおけるラジアル隙間の変化に影響し性能変化をもたらすもので、無視できない状態になっている。

【0055】図7において、吸入ガスによる熱膨張の不均一によってスクロールラップの側面同士が接触しやすいところは、図中V部とW部である。V部は固定スクロールラップ52bの巻き終わり部であり、W部は旋回スクロールラップ51bの巻き終わり部である。V及びW部は共に最大吸入容積を構成する接点を有するところでもある。

【0056】これらの箇所は、圧縮作動室の中でも、冷たい吸入ガスが真っ先に通過する点である。ただし、本実施例では吸入口64が一ヶ所しかないため特にW部のほうが吸入ガスの影響をより多く受けることになる。熱膨張の不均一によるラップ側面の接触を防止するには少なくとも固定スクロールか旋回スクロールのいずれか一方の側でラップの厚さ調整を行う。また、これまで説明したのと同様に旋回、固定共に厚さの調整を前記した量の凡そ半分づつの量とすることもできる。

【0057】本実施例では、ラップの拡大図は特に示さないが固定スクロール52では図4(2)(3)に示すようにラップの厚さを減じることで達成できる。すなわち、V部に於いては固定スクロール側だけで実施する場合、ラップ内側曲線を外側にへこますようにオフセットさせれば良い。逆に、旋回スクロールに適用するにはラップ外側壁面を内側にずらすことで達成できる。

【0058】さらに、W側では固定スクロールラップ52bに対しては該当部分の外側壁面を内側にずらし、旋

回スクロールラップ51bに対して適用する場合は、該当部分の内側曲線を外側にずらすことで達成することができる。また、これを適用する渦巻きに沿った方向の長さはスクロールの中心からの開き角度にして約70度以下で達成できる。理由は第1の実施例と同様である。

る。

【0059】ラップ側面曲線のずらし量は、冷房運転や暖房運転など年間を通してすべての運転条件を考慮して見ると、前述したように圧縮機吸入温度の最大変動幅は約50degと非常に大きくなるので、旋回スクロールと固定スクロールが同じ材質で構成されていても吸入口付近での熱変形量差も大きくなると考えられる。吸入温度で50度異なると変形量差も非常に大きくなってくる。本実施例では、これらを見越して、予め接触を防止するようにラップ側面部に逃げを設けているので、年間に渡ってラップの接触に伴う異音の発生防止を達成することができる。

【0060】さらには、組立時から予め半径方向隙間を設けていることから、スクロールラップの加工公差や、軸受け中心位置誤差そして、軸受け隙間、ならびに組立時のミスアライメントなどが在ってもラップ同士が半径方向で接触する機会を少なくする効果もある。

【0061】なお、本実施例では圧縮機を提供することについて述べてきたが、他の用途例えば真空ポンプに適用することもできるし、種々のガスを圧縮する圧縮機にも利用することができる。

【0062】

【発明の効果】本発明によれば、旋回スクロールと固定スクロールの熱膨張量の差を吸収すべく少なくともいずれか一方のスクロールラップの側面を渦巻き方向に対して部分的にラップ厚さを減じるようにラップ形状を構成したことにより、圧縮機の性能の低下を防ぎつつ、圧縮

機運転時の圧縮熱によってもたらされるスクロール部材の熱変形によるラップ接触を未然に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す外周駆動形スクロール圧縮機の全断面図。

【図2】本発明を適用した外周駆動形スクロール圧縮機の側面図。

【図3】本発明の一実施例で旋回スクロールに固定スクロールのラップ部を噛みあわせた様子を示す平面図。

【図4】本発明の一実施例を示す固定スクロールの平面図。

【図5】本発明の一実施例を示す旋回スクロールの平面図。

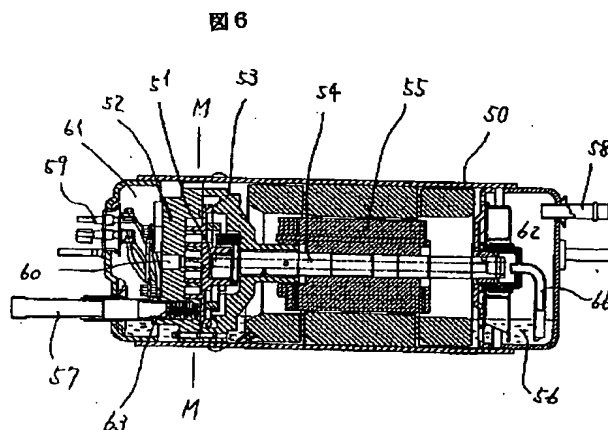
【図6】本発明のスクロール流体機械を冷凍空調用圧縮機に適用した1実施例を示す図。

【図7】図6のスクロール圧縮機の平面図。

【符号の説明】

1……固定スクロール、2……固定スクロール、3……旋回スクロール、4……主駆動軸、5……補助駆動軸、6……カバー、7……タイミングベルト、8……吐出連通孔、9……吐出ポート、10、11、12……転がり軸受、13……弾性支持部材、14、15……圧縮作動室、17、18……バランスウエイト、19……位置決め手段、20……歯付きプリー、21……プリー、22、23……吸入口、24、25……ダストラップ、26……鏡板冷却口、50……密閉容器、51……旋回スクロール、52……固定スクロール、53……フレーム、54……駆動軸、55……電動要素、56……潤滑油、57……吸入配管、58……吐出配管60……吐出口、61……吐出空間、64……吸入口、65……圧縮作動室。

【図6】



【図 1】

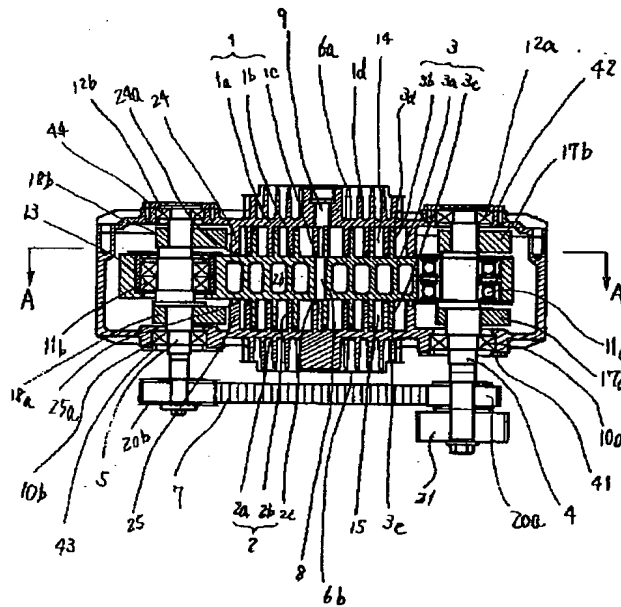


図 1

【図 2】

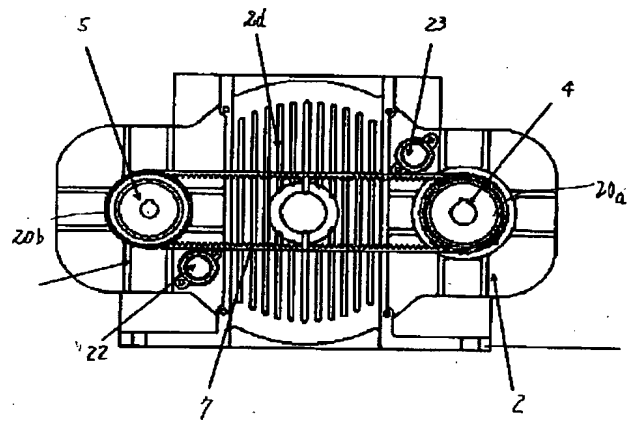


図 2

【図 4】

【図 3】

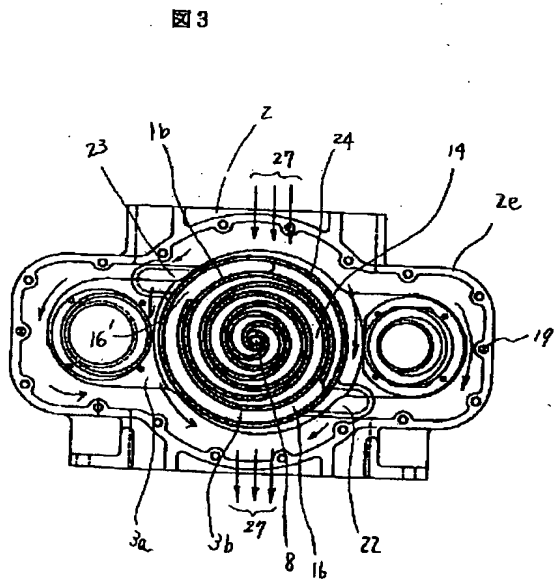
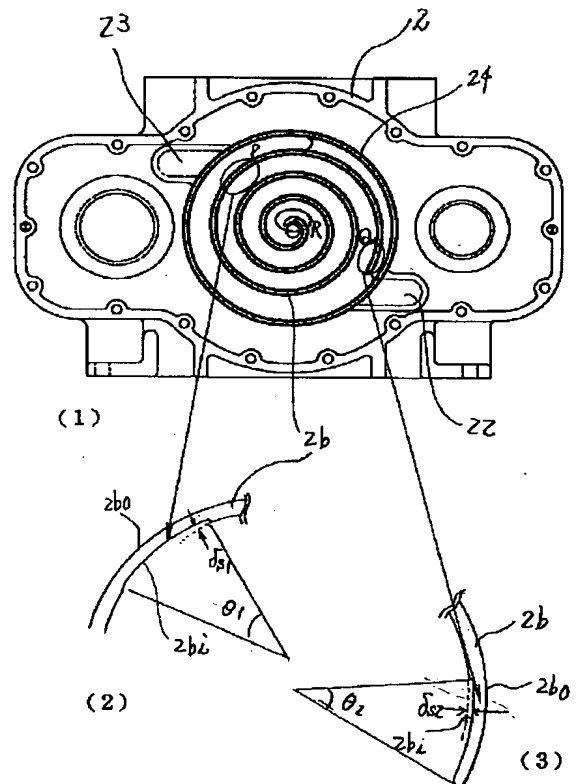


図 3

図 4

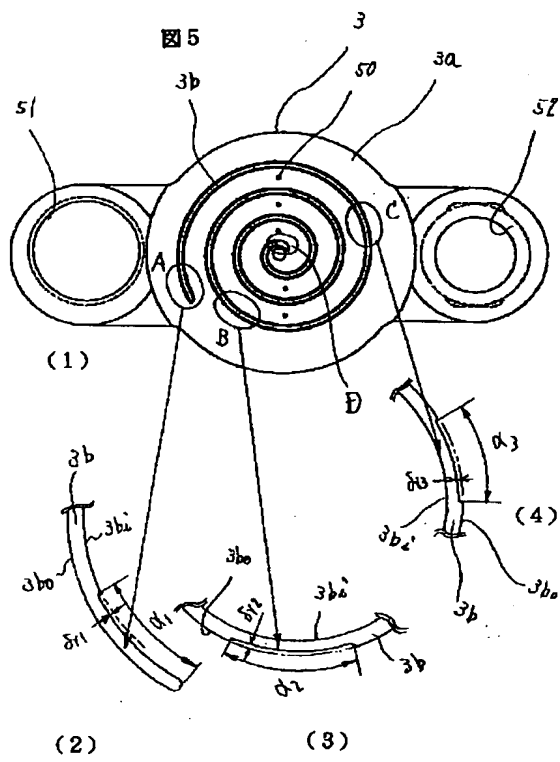


(1)

(2)

(3)

【図 5】



【図 7】

